

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2000-161302

(43)Date of publication of application : 13.06.2000

(51)Int.Cl.

F15B 11/00

E02F 9/22

F04B 49/00

(21)Application number : 10-332830

(71)Applicant : HITACHI CONSTR MACH CO LTD

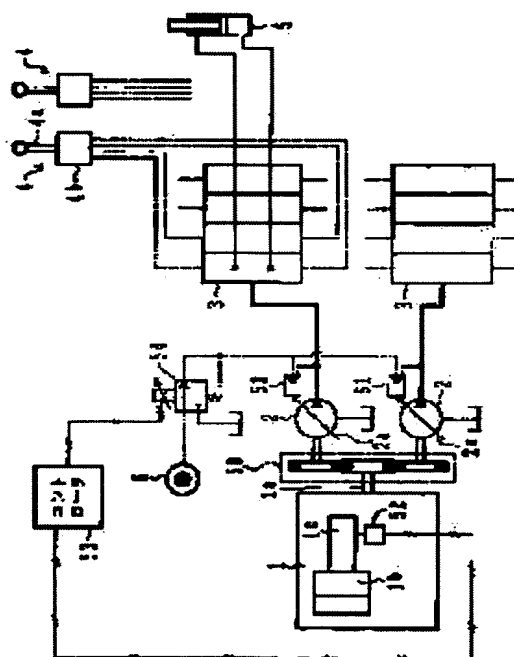
(22)Date of filing : 24.11.1998

(72)Inventor : AIHARA MITSUO

(54) ENGINE LUG-DOWN PREVENTION DEVICE FOR HYDRAULIC CONSTRUCTION MACHINE**(57)Abstract:**

PROBLEM TO BE SOLVED: To prevent the generation of worsening of a fuel cost and the increase of black smoke in a hydraulic construction machine adopting a large sized engine as a prime mover and to decrease the lug-down of the engine to be generated when a hydraulic actuator is operated rapidly from a non-operating state.

SOLUTION: A hydraulic regulator 51 controls itself in quantity so that the input torque of a hydraulic pump 2 may not exceed the rated torque T_0 , determined previously, when an electromagnetic proportional pressure reducing valve 54 is not illustrated. The controller 53 inputs the signal of a pressure sensor 52 which is used to detect supercharging pressure, excites the electromagnetic proportional pressure reducing valve 54, after the supercharging pressure lowers below p_1 and during the period until it rises to P_2 , reduces the limited value of pump input torque to T_1 , smaller than rated torque T_0 , to carry out reduced torque control.



BEST AVAILABLE COPY

LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号
特開2000-161302
(P2000-161302A)

(43) 公開日 平成12年6月13日 (2000.6.13)

(51) Int.Cl. ⁷	識別記号	F I	テマコード (参考)
F 1 5 B 11/00		F 1 5 B 11/00	E 2 D 0 0 3
E 0 2 F 9/22		E 0 2 F 9/22	R 3 H 0 4 5
F 0 4 B 49/00		F 0 4 B 49/02	3 1 1 3 H 0 8 9

審査請求 未請求 請求項の数 3 O L (全 8 頁)

(21) 出願番号 特願平10-332830

(22) 出願日 平成10年11月24日 (1998. 11. 24)

(71) 出願人 000005522

日立建機株式会社

東京都千代田区大手町2丁目6番2号

(72) 発明者 相原 三男

茨城県土浦市神立町650番地 日立建機株式会社土浦工場内

(74) 代理人 100077816

弁理士 春日 譲

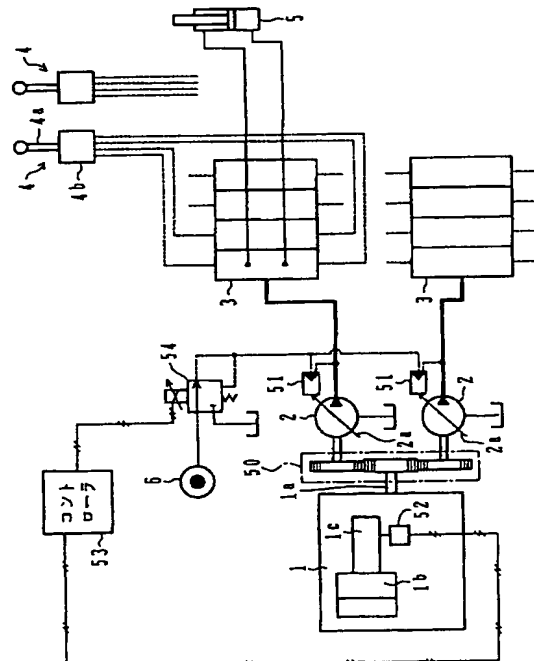
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 油圧建設機械のエンジンラグダウン防止装置

(57) 【要約】

【課題】 原動機として大型のエンジンを採用した油圧建設機械において、燃費の悪化及び黒煙の増加を生じることなく、油圧アクチュエータを非操作状態から急操作する場合に発生するエンジンのラグダウンを低下させる。

【解決手段】 油圧式レギュレータ51は、電磁比例減圧弁54が例示されていないときは油圧ポンプ2の入力トルクが予め定めた定格トルクT0を超えないよう容量制御する。コントローラ54は過給圧を検出する圧力センサ52の信号を入力し、過給圧がP1以下になった後、P2まで上昇するまでの間、電磁比例減圧弁54を励磁し、ポンプ入力トルクの制限値を定格トルクT0より小さいT1に減らし、減トルク制御を行う。



【特許請求の範囲】

【請求項1】エンジンと、このエンジンにより回転駆動される可変容量型の油圧ポンプと、この油圧ポンプにより吐出された圧油により駆動される油圧アクチュエータと、前記油圧ポンプの入力トルクが予め定めた基準トルクを超えないよう前記油圧ポンプの容量を制御するポンプ制御手段と、前記エンジンに過給を行う排気タービンとを備えた油圧建設機械のエンジンラグダウン防止装置において、

前記排気タービンによる過給圧を検出する圧力センサと、

前記ポンプ制御手段の一部として設けられ、前記過給圧が第1の所定値以下になってから第2の所定値まで上昇するまでの間、前記油圧ポンプの入力トルクの制限値を前記基準トルクより小さくし減トルク制御を行う減トルク制御手段とを備えることを特徴とする油圧建設機械のエンジンラグダウン防止装置。

【請求項2】請求項1記載の油圧建設機械のエンジンラグダウン防止装置において、前記減トルク制御手段は、前記過給圧が前記第2の所定値まで上昇すると、前記入力トルクの制限値を前記基準トルクまで徐々に大きくする手段を有することを特徴とする油圧建設機械のエンジンラグダウン防止装置。

【請求項3】請求項1記載の油圧建設機械のエンジンラグダウン防止装置において、前記ポンプ制御手段は、前記油圧ポンプの吐出圧力が導かれ、この吐出圧力により前記油圧ポンプの入力トルクが前記基準トルクを超えないよう油圧ポンプの容量を制御する油圧式レギュレータを有し、前記減トルク制御手段は、前記過給圧が第1の所定値以下になってから第2の所定値まで上昇するまでの間、減トルク制御用の駆動電流を出力するコントローラと、前記駆動電流により作動し制御圧を出力する電磁弁と、前記制御圧が導かれると前記油圧ポンプの入力トルクの制限値を前記基準トルクより小さくするよう前記油圧式レギュレータの設定値を調整する設定調整手段とを有することを特徴とする油圧建設機械のエンジンラグダウン防止装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は油圧建設機械のエンジンラグダウン防止装置に係わり、特にラグダウンの大きなエンジンを原動機として備えた油圧ショベル等の油圧建設機械のエンジンラグダウン防止装置に関する。

【0002】

【従来の技術】油圧ショベル等の油圧建設機械は、油圧ポンプから吐出される圧油により油圧アクチュエータを駆動しており、油圧ポンプは原動機により回転駆動され、原動機としては一般にディーゼルエンジンが用いられる。このディーゼルエンジンはガバナと呼ばれる燃料

噴射装置により燃料噴射量が制御され、回転数が制御される。この燃料噴射装置にはメカニカル方式と電子式があるが、これらはいずれも目標回転数と実回転数の偏差（回転数偏差）に応じて燃料噴射量を調整するものである。即ち、エンジン負荷が増大し、回転数偏差が増大すると燃料噴射量を増やし、実回転数を目標回転数に近づける。この場合、エンジンが無負荷状態にあるときは、エンジン回転数は目標回転数よりも高いハイアイドル回転数となる。

【0003】このような燃料噴射装置を備えたエンジンでは、油圧アクチュエータを急操作しエンジンに急に負荷が加わった時にエンジン回転が一瞬落ち込むラグダウンという現象が発生する。これは、エンジンが無負荷状態の時は、エンジン回転数は上記のようにハイアイドル状態にあり、かつこの状態でのエンジンへの燃料供給量は少ないのに対し、エンジンに急に負荷が加わったときは燃料噴射装置は燃料を多く供給しようとするが応答遅れが発生し、燃料の供給が間に合わなくエンジン回転が一瞬落ち込むからである。

【0004】このようなエンジンのラグダウンの防止技術として、特開平1-224419号公報の土木建設機械のエンジン制御装置がある。この従来技術では、アクチュエータへの供給流量を制御するコントロール弁の操作状態を検出する手段を設け、コントロール弁が操作されエンジンに負荷がかかっている状態からコントロール弁が非操作状態になったことが検出されると、油圧ポンプの傾転角を最低の吐出流量より大きい吐出流量に設定し、エンジンに引きずり負荷を与えるものである。このようにエンジンに引きずり負荷を与えることにより、エンジン回転数はハイアイドル回転数よりやや低い回転数に制御され、ハイアイドル回転数まで上昇しないため、その後のコントロール弁操作でエンジンに負荷が加わっても回転数の落ち込みが小さくなり、ラグダウンが低減する。

【0005】

【発明が解決しようとする課題】建設機械の大型化に伴い原動機であるエンジンが大型化してきている。エンジンが大型化すると、ラグダウン回転数が大きくなる。これは次の理由による。

【0006】1) エンジンが大きくなればなるほどエンジンの慣性が大きくなり負荷が大きくなるため、ラグダウン回転数が大きくなり、エンジン回転が復帰するまでの時間が長くなる。

【0007】2) 大型エンジンでは、エンジン出力特性のばらつきを考慮して、油圧ポンプの馬力制御の入力トルク制限値を小さめに設定し、負荷運転時は入力トルクの制限値を高くした増トルク制御を行うものがある。この場合、増トルクによるエンジン負荷の増大があり、エンジンに急負荷が加わったときの回転数低下が更に大きくなる。

【0008】3) 大型エンジンでは、高出力を出すために排気タービンで高い過給を行う場合が多く、このような高過給ディーゼルエンジンでは、無負荷ハイアイドルの状態から、急激に負荷が加わった場合、ハイアイドルの時の低い過給圧の状態から排気タービンが有効に働き過給圧が高くなるまでに時間遅れがあり、エンジンの出力上昇が遅れるため、エンジン回転数の低下が大きくなる。

【0009】上記のようなラグダウンによるエンジン回転の著しい低下と、その状態からのエンジン回転の立ち上がりの遅れは、エンジン音の大きな変化として感じられるため、機械のオペレータに不快感を与える。また、ラグダウンによる回転数の低下は油圧ポンプの吐出流量を一時的に減少させるため、機械の作業能力及び操作性にも影響を与える。

【0010】従来小型のエンジンを使用している場合はラグダウン回転数の落ち込みも小さく、復帰する時間も短かったため、作業性、操作性に与える影響はあまり問題となっていなかった。しかし、大型のエンジンを搭載した油圧式建設機械では、上記のようにラグダウン回転数が大きい場合、作業性、操作性に与える影響が問題となる。

【0011】特開平1-224419号公報の土木建設機械のエンジン制御装置では、上記のように引きずり負荷を与えてラグダウンを低減している。しかし、この方法では非操作時にもエンジンに負荷を与えることとなるため、燃費が悪くなり、エネルギー効率が悪くなってしまふ。

【0012】エンジンのラグダウンを防ぐには、エンジンに急負荷がかかった時に燃料の供給量を急激に増加させるように制御する方法も考えられる。しかし、この方法では瞬間的に無駄な燃料を供給することとなるため、特開平1-224419号公報の場合と同様、燃費が悪くなる。また、燃料の供給量を急激に増加させると排気に黒煙が発生するという問題も発生する。

【0013】本発明の目的は、原動機として大型のエンジンを採用した油圧建設機械において、燃費の悪化及び黒煙の増加を生じることなく、油圧アクチュエータを非操作状態から急操作する場合に発生するエンジンのラグダウンを低下させる油圧建設機械のエンジンラグダウン防止装置を提供することである。

【0014】

【課題を解決するための手段】(1) 上記目的を達成するために、本発明は、エンジンと、このエンジンにより回転駆動される可変容量型の油圧ポンプと、この油圧ポンプにより吐出された圧油により駆動される油圧アクチュエータと、前記油圧ポンプの入力トルクが予め定めた基準トルクを超えないよう前記油圧ポンプの容量を制御するポンプ制御手段と、前記エンジンに過給を行う排気タービンとを備えた油圧建設機械のエンジンラグダウン

防止装置において、前記排気タービンによる過給圧を検出する圧力センサと、前記ポンプ制御手段の一部として設けられ、前記過給圧が第1の所定値以下になってから第2の所定値まで上昇するまでの間、前記油圧ポンプの入力トルクの制限値を前記基準トルクより小さくし減トルク制御を行う減トルク制御手段とを備えるものとする。

【0015】このように圧力センサと減トルク制御手段を設け、過給圧が第1の所定値以下になってから第2の所定値まで上昇するまでの間、油圧ポンプの入力トルクの制限値を基準トルクより小さくし減トルク制御を行うことにより、油圧アクチュエータを非操作状態から急操作するときに、エンジンに加わる負荷が軽減されるため、ラグダウンのエンジン回転数の落ち込みが抑えられ、かつエンジン回転数の復帰時間も早くなり、操作性に与える影響が少なくなる。また、その間の燃料の供給量も減るので、燃費が向上しかつ黒煙の発生が低減する。

【0016】(2) 上記(1)において、好ましくは、前記減トルク制御手段は、前記過給圧が前記第2の所定値まで上昇すると、前記入力トルクの制限値を前記基準トルクまで徐々に大きくする手段を有するものとする。

【0017】これによりポンプ吐出流量が急変することが無く、良好な操作フィーリングが得られる。

【0018】(3) また、上記(1)において、好ましくは、前記ポンプ制御手段は、前記油圧ポンプの吐出圧力が導かれ、この吐出圧力により前記油圧ポンプの入力トルクが前記基準トルクを超えないよう油圧ポンプの容量を制御する油圧式レギュレータを有し、前記減トルク制御手段は、前記過給圧が第1の所定値以下になった後、第2の所定値まで上昇するまでの間、減トルク制御用の駆動電流を出力するコントローラと、前記駆動電流により作動し制御圧を生成する電磁弁と、前記制御圧が導かれると前記油圧ポンプの入力トルクの制限値を前記基準トルクより小さくするよう前記油圧式レギュレータの設定値を調整する設定調整手段とを有する。

【0019】これによりポンプ制御手段を油圧式レギュレータで構成したもので、上記(1)のように減トルク制御が行える。

【0020】

【発明の実施の形態】本発明の実施形態を図面を用いて説明する。

【0021】図1において、1はディーゼルエンジンであり、このエンジン1は図示しないガバナ（燃料噴射装置）により燃料噴射量が制御される。エンジン1の出力軸1aには動力分配機構50を介して2つの可変容量型の油圧ポンプ2、2が接続され、油圧ポンプ2、2はそれぞれエンジン1により回転駆動され圧油を吐出する。油圧ポンプ2、2から吐出された圧油はコントロールバルブユニット3、3を介してそれぞれのアクチュエー

10

20

30

40

50

タ、例えば油圧シリンダ5に供給され、油圧シリンダ5を駆動する。コントロールバルブユニット3、3の各制御弁は操作レバー装置4、4により操作され、油圧ポンプ2、2からそれぞれのアクチュエータに供給される圧油の流量と方向を制御する。

【0022】操作レバー装置4、4は、この例では、操作レバー4aとパイロットバルブ4bを備える油圧パイロット方式であり、例えば図示左側の操作レバー装置4の操作レバー4aを操作すると、その操作方向と操作量に応じた操作パイロット圧が生成され、これにより各制御弁は切り換え操作され、例えば制御弁3aが切り換え操作されると、油圧シリンダ5のロッド側又はボトム側に操作レバー4aの操作量に応じた流量が供給される。

【0023】油圧ポンプ2は容量可変部材として、例えば斜板2aを有し、この斜板2aはパワーシフト制御機能を有する油圧式レギュレータ51により傾転角が制御され、油圧ポンプ2の押しのけ容積、即ちポンプ容量が制御される。

【0024】エンジン1は排気ガスのエネルギーによってエンジンの吸入空気を加圧する排気タービン1bを備えた過給エンジンであり、この排気タービン1bによって加圧された過給機が吸気マニフォルド1cに導かれ、エンジンシリンダに吸入される。

【0025】以上のような油圧駆動系に本実施形態のエンジンラグダウン防止装置が設けられている。このエンジンラグダウン防止装置は、吸気マニフォルド1cに設けられ、過給機の圧力を検出する圧力センサ52と、圧力センサ52の信号を入力し、所定の演算処理を行うコントローラ53と、コントローラ53から出力された駆動電流により作動し、パイロット油圧源6の圧力を元に駆動電流に応じた圧力を制御圧として出力する電磁比例減圧弁54と、この電磁比例減圧弁54より出力された制御圧により作動する上記の油圧式レギュレータ51とを備えている。

【0026】油圧式レギュレータ51の詳細を図2に示す。油圧式レギュレータ51は、油圧ポンプ2の斜板2aの傾転角を調整する傾転制御アクチュエータ31と、この傾転制御アクチュエータ31の動作を制御する馬力制御サーボ弁32とで構成されている。

【0027】傾転制御アクチュエータ31は、両端面の受圧面積の異なるサーボピストン31aと、サーボピストン31aの小径側端面が位置する受圧室31b及び大径側端面が位置する受圧室31cとを有し、小径側端面の受圧室31bは油圧ポンプ2の吐出路2bに接続され、大径側端面の受圧室31cはサーボ弁32を介して油圧ポンプ2の吐出路2b又はタンクのいずれかに接続されている。サーボ弁32の制御により大径側端面の受圧室31cがタンクに接続されると、受圧室31bに負荷される油圧ポンプ2の吐出圧によりサーボピストン31aは図示左方に移動し、油圧ポンプ2の斜板2aの傾

転角（ポンプ容量）を減少させ、受圧室31cが吐出路2bに接続されると、受圧室31c内のピストン受圧面積が受圧室31b内のピストン受圧面積より大であるため、サーボピストン1aは図示右方に移動し、油圧ポンプ2の斜板2aの傾転角（ポンプ容量）を増加させる。

【0028】サーボ弁32は、スプール32aと、サーボピストン31aにフィードバックレバー33を介して連係したフィードバックスリーブ32bと、スプール32aの一端に作用する設定バネ32cと、スプール32aの反対側の端部に作用する油圧駆動部32dとを有し、油圧駆動部32dは、大径ピストン34と、大径ピストン34のスプール32aと反対側の端部に設けられた小径ピストン36と、大径ピストン34の端部が位置する受圧室37と、小径ピストン36の端部が位置する受圧室39とを備え、受圧室37はポンポート51aを有し、このポンポート51aが油圧ポンプ2の吐出路2bに接続され、受圧室39は減馬力ポート51bを有し、この減馬力ポート51bが電磁比例減圧弁54の二次ポートに接続されている。

【0029】電磁比例減圧弁54が作動していないときは、スプール32aは設定バネ32cの力と受圧室37内で大径ピストン34の端部に作用するポンプ吐出圧力による油圧力とのバランスで作動し、油圧力がバネ力よりも小さいときは、傾転制御アクチュエータ31の受圧室31cをタンクに接続し、上記のようにポンプ容量を増大させ、油圧力がバネ力よりも大きくなると、傾転制御アクチュエータ31の受圧室31cを吐出路2bに接続し、上記のようにポンプ容量を減少させ、これにより油圧ポンプ2の入力トルクが設定バネ32cで定まる制限値を超えないよう制御される。

【0030】電磁比例減圧弁54が作動すると、受圧室39に制御圧が導入され、小径ピストン36の端部には受圧室37のポンプ吐出圧力による油圧力と同方向に当該制御圧による油圧力が付加的に作用し、その結果スプール32aは設定バネ32cの力から受圧室39の付加的油圧力を差し引いた力に対し受圧室37内のポンプ吐出圧力による油圧力がバランスするよう作動する。このため、油圧ポンプ2は、電磁比例減圧弁23が作動していないときに比べ、同じポンプ吐出圧力に対してより少ない流量しか出せないようになり、油圧ポンプ2の入力トルクの制限値が減少するよう制御される。この制御を減トルク制御と称する。

【0031】図3に電磁比例減圧弁54の出力制御圧と油圧ポンプ2の入力トルクの制限値との関係を示す。また、図4にその油圧ポンプ2の入力トルクの制限値の変化に対応した馬力特性の変化を示す。図中、T0は設定バネ32cにより設定される入力トルクの制限値であり、定格トルク（基準トルク）と呼ぶ。T1は減トルク制御時の入力トルクの制限値である。電磁比例減圧弁54の出力制御圧が0又は0付近では油圧ポンプ2の入力

トルクの制限値は定格トルク T_0 に設定され、制御圧が高くなるに従って油圧ポンプの入力トルクの制限値は小さくなり、制御圧が最高圧付近まで上昇すると油圧ポンプ2の入力トルクの制限値は T_1 まで低減する。このような入力トルクの制限値の減少に応じて、油圧ポンプの馬力制御特性は図4に示すように変化する。

【0032】コントローラ53では図5にフローチャートで示すような演算処理を行う。図5中、 P は過給圧、 T はポンプ入力トルクの制限値、 F は過給圧が P_1 以下に低下したことを示す判定フラグ、 ΔT はトルク増分値である。

【0033】以下、図5によりコントローラ53の処理内容を説明しつつ、本実施形態の動作を説明する。

【0034】コントローラ53の電源がONされると、まず初期化処理として手順200で、判定フラグ F を $F_a = 0$ とする。次に、手順201で圧力センサ52で検出した過給圧 P を読み込んだ後、手順202で過給圧 P が第1の所定値 P_1 （例えば 0.2 kgf/cm^2 ）以下かどうかを判断する。コントローラ53の電源ON時は操作レバー4aは操作されておらず、エンジン1の負荷は小さくハイアイドル回転数にあり、排気タービン1bによる過給圧は低いので、判断結果は Yes であり、手順203に進む。手順203では、判定フラグ F を $F = 1$ に書き換え、次いで手順204で油圧ポンプ2の入力トルクの制限値 T を $T = T_1$ と置き、対応する駆動電流を電磁比例減圧弁54に出力する。ここで、 T_1 は上記のように電磁比例減圧弁54の出力圧が最高レベルで得られる減トルク制御時の入力トルクの制限値であり、電磁比例減圧弁54には出力圧を最高レベルとする駆動電流が出力される。これにより油圧ポンプ2は入力トルクが制限値 T_1 を超えないよう減トルク制御される。

【0035】操作レバー装置4の操作レバー4aが非操作の間は、上記手順201～204が繰り返され、減トルク制御が継続される。これにより操作レバー4aの非操作時は、エンジン1に加わる負荷を軽減する。

【0036】操作レバー装置4の操作レバー4aが操作され、油圧ポンプ2に負荷が投入されると、エンジン1の負荷が増大し、エンジン1への燃料供給量が増え、排気タービン1bによる過給圧が上昇する。圧力センサ52で検出した過給圧 P が P_1 より高くなると、手順202の判断結果は No となり、手順210に進む。手順210では、判定フラグ F が $F = 1$ かどうかを判断する。この場合、先の手順203で $F = 1$ としたので、判断結果は Yes であり、手順220へ進む。手順220では、過給圧 P が第2の所定値 P_2 （例えば 1.0 kgf/cm^2 ； $P_2 > P_1$ ）以下かどうかを判断する。最初は、過給圧 P は $P_1 < P < P_2$ であるので、判断結果は Yes であり、手順221に進み、手順204と同様、油圧ポンプ2の入力トルクの制限値 T を $T = T_1$ と置き、減トルク制御を行う。

【0037】 $P_1 < P < P_2$ の間は、上記手順201、202、210、220、221が繰り返され、 $T = T_1$ の減トルク制御が継続される。

【0038】エンジン1への燃料供給量が更に増し、過給圧 P が第2の所定値 P_2 より高くなると、手順220での判断結果は No となり、手順230に進む。手順230では、ポンプ入力トルクの制限値 T を $T = T + \Delta T$ と置き、手順231で制限値 T が T_0 に達したかどうかを判断し、判断結果が No であれば手順201、202、210、220、230、231を繰り返す。また、手順230では $T = T + \Delta T$ とするため、電磁比例減圧弁54の出力制御圧が徐々に低下するよう駆動電流を生成し、出力する。これにより、ポンプ入力トルク T は徐々に増大する。ポンプ入力トルクの制限値 T が T_0 に達すると、手順231での判断結果が Yes となり、手順232で判定フラグ F を $F = 1$ に書き換えた後、手順201に戻る。

【0039】手順201に戻った後の最初の手順210での判断結果は No であり、手順240に進む。手順240では、油圧ポンプ2の入力トルクの制限値 T を $T = T_0$ と置き、対応する駆動電流を電磁比例減圧弁54に出力する。ここで、 T_0 は上記のように電磁比例減圧弁54の出力圧が0付近で得られる減トルク制御の制限値であり、電磁比例減圧弁54に出力する駆動電流を0とする。これにより油圧ポンプ2は入力トルクが制限値 T_0 を超えないよう定格トルク制御される。

【0040】操作レバー4aが操作状態にあり、過給圧 P が $P > P_1$ である間は、手順201、202、210、240が繰り返され、定格トルク制御が継続される。

【0041】以上において、油圧式レギュレータ51は、油圧ポンプ2の入力トルクが予め定めた基準トルク（定格トルク） T_0 を超えないよう油圧ポンプ2の容量を制御するポンプ制御手段を構成し、コントローラ53、電磁比例減圧弁54及び油圧式レギュレータ51の小径ピストン36、受圧室39及び減馬力ポート51bは、上記ポンプ制御手段の一部として設けられ、過給圧が第1の所定値 P_1 以下になってから第2の所定値 P_2 まで上昇するまでの間、油圧ポンプ2の入力トルクの制限値を基準トルク T_0 より小さくし減トルク制御を行う減トルク制御手段を構成する。

【0042】上記の制御によるエンジン負荷、過給圧、ポンプ入力トルクの制限値の変化をタイムチャートで図6に示す。

【0043】操作レバー4aが操作状態にあるときはエンジン負荷及び過給圧も高く、ポンプ入力トルクの制限値は定格トルク T_0 にある。操作レバー4aを中立に戻し非操作状態にすると、エンジン負荷及び過給圧共に低下し、過給圧が第1の所定値 P_1 以下まで低下すると、電磁比例減圧弁54を励磁し、ポンプ入力トルクの制限

値は減トルク制御の制限値 T_1 に低下する。操作レバー 4 a が非操作状態にある間は、この状態が継続する。

【0044】この状態から操作レバー 4 a を操作すると、エンジン負荷及び過給圧が上昇する。過給圧が第 2 の所定値 P_2 以下の間はポンプ入力トルクの制限値は減トルク制御の制限値 T_1 に保持される。過給圧が第 2 の所定値 P_2 ($> P_1$) まで上昇すると、時間と共に、ポンプ入力トルクの制限値は T_1 から通常の設定トルク T_0 まで徐々に増加する。

【0045】エンジン 1 の負荷が低く、過給圧が P_1 以下の状態から、急操作を行う場合、過給圧が P_2 に達するまでは、油圧ポンプ 2 の入力トルクが低い値 T_1 に制限され、エンジン 1 に加わる負荷が制限されるので、エンジン回転が急激に低下することが防止される。

【0046】従って、本実施形態によれば、ラグダウンの大きいエンジンを採用している油圧式の建設機械で、操作レバー 4 a を非操作状態にあり、エンジン 1 がハイアイドル回転数にある状態から操作レバー 4 a を急操作したときにエンジン 1 のラグダウンの回転数の落ち込みを小さくでき、また復帰時間も短くでき、エンジンラグダウンが操作性に与える影響を少なくできる。また、エンジン 1 がアイドル回転数にある状態から急負荷が加わった時に、燃料の供給量を急激に増加させないので、燃費の悪化を防止し、黒煙の発生を少なくすることができる。更に、オペレータの不快感が軽減し、快適な操作が可能となる。

【0047】また、本実施形態によれば、時間とともにポンプ入力トルク制限値を大きくしていくので、ポンプ吐出流量が急変することが無く、この点でも操作フィーリングが良い。

【0048】なお、以上の実施形態は、入力トルク制御機能を有する油圧式レギュレータを備えた油圧駆動系に本発明を適用したが、コントローラに入力トルクの制限値 T_0 、 T_1 を記憶しておき、過給圧の変化に応じた入力トルクの制限値が得られるよう駆動電流を電磁比例減圧弁に出力し、電磁比例減圧弁からの出力圧で傾転制御アクチュエータを駆動し、油圧ポンプの容量を制御するようにしてもよい。

【0049】

【発明の効果】本発明によれば、ラグダウンの大きいエンジンを採用している油圧式の建設機械で、油圧アクチュエータを非操作状態から急操作する場合に発生するエンジンラグダウンの回転数の落ち込みを小さくでき、復帰時間も短くできる。このためエンジンラグダウンが操作性に与える影響が少なくなる。また、エンジンに急負

荷が加わった時に、燃料の供給量を急激に増加させないので、燃費の悪化を防止し、黒煙の発生を軽減できる。更に、オペレータの不快感が軽減するので、快適な操作が可能となる。

【図面の簡単な説明】

【図 1】本発明の第 1 の実施形態によるエンジンラグダウン防止装置を備えた油圧駆動系を示す図である。

【図 2】図 1 に示す油圧ポンプの油圧式レギュレータの詳細を示す図である。

【図 3】電磁比例減圧弁の出力圧とこの出力圧により調整されるポンプ入力トルクの制限値との関係を示す図である。

【図 4】ポンプ入力トルクが図 3 のように変化した場合の馬力制御特性の変化を示す図である。

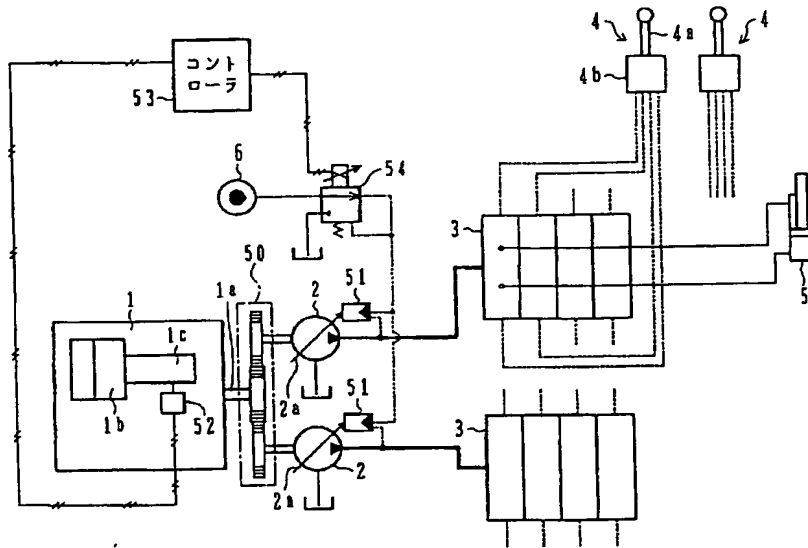
【図 5】図 1 に示すコントローラで行われる処理内容を示すフローチャートである。

【図 6】操作レバーの操作状態に応じたエンジン負荷、過給圧及びポンプ入力トルクの制限値の変化を示すタイムチャートである。

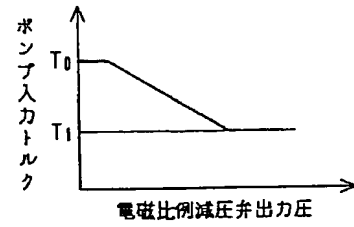
【符号の説明】

- 1 エンジン
- 2 油圧ポンプ
- 3 コントロールユニット
- 3 a 制御弁
- 4 操作レバー装置
- 4 a 操作レバー
- 5 油圧シリンダ
- 6 バイロット油圧源
- 31 傾転制御アクチュエータ（ポンプ制御手段）
- 32 馬力制御サーボ弁（ポンプ制御手段）
- 32 a スプール（ポンプ制御手段）
- 32 b フィードバックスリーブ（ポンプ制御手段）
- 32 c 設定バネ（ポンプ制御手段）
- 32 d 油圧駆動部（ポンプ制御手段；減トルク制御手段）
- 34 大径ピストン（ポンプ制御手段）
- 36 小径ピストン（減トルク制御手段）
- 37 受圧室（ポンプ制御手段）
- 39 受圧室（減トルク制御手段）
- 51 油圧式レギュレータ（ポンプ制御手段）
- 52 圧力センサ
- 53 コントローラ（ポンプ制御手段；減トルク制御手段）
- 54 電磁比例減圧弁（減トルク制御手段）

【図1】

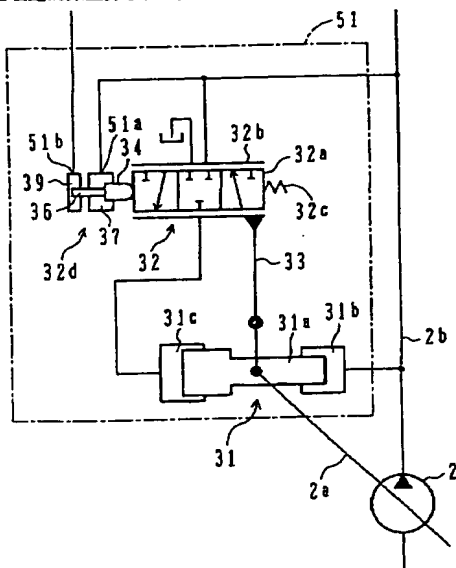


【図3】



【図2】

電磁比例減圧弁54より



【図4】

